МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для выполнения практических и самостоятельных работ по дисциплине «Динамика и прочность ракетных двигателей» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения

Воронеж 2015

Составители: д-р техн. наук Ю.В. Демьяненко
канд. техн. наук А.А. Гуртовой
д-р техн. наук А.В. Кретинин
канд.физ.-мат. наук А.М. Сушков

УДК 621.4

Методические указания для выполнения практических и самостоятельных работ по дисциплине «Динамика и прочность ракетных двигателей» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения / ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; Сост.: Ю.В. Демьяненко, А.А. Гуртовой, А.В. Кретинин, А.М. Сушков. Воронеж, 2015. 53 с.

В методических указаниях для выполнения практических и самостоятельных занятий содержатся теоретические сведения, которые охватывают следующие области: методы расчета прочности и долговечности камеры сгорания, турбонасосного агрегата, элементов крепления жидкостного ракетного двигателя. Представлены основные аспекты проблемы обеспечения прочности агрегатов ЖРД, обоснование выбора материалов, рассмотрен вопрос расчета долговечности и ресурса.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Г.И. Скоморохов

Ответственный за выпуск зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. В.С. Рачук.

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета

Введение

В данных методических указаниях представлены расчетно-экспериментальные методы анализа прочности, ресурса и безопасности жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Приведены уравнения состояния, критерии разрушения и условия накопления повреждений в элементах конструкции для комбинации механических и температурных напряжений. Рассмотрены вопросы, связанные с применением механики разрушения и расчетом элементов конструкции ЖРД. Приведены методические подходы к оценке прочности и ресурса элементов конструкций ЖРД и результаты расчетных оценок по таким элементам как внутренняя оболочка камеры, рабочие лопатки турбин, рабочих колес насосов.

Разработка расчетных методов уточненной оценки статической прочности, долговечности, живучести и остаточного ресурса элементов конструкций ЖРД основывается на результатах фундаментальных исследований общих закономерностей деформирования и разрушения и прикладных исследований и разработок прочности элементов ЖРД с учетом конструкционно-технологических решений и условий эксплуатации. При решении этих задач в качестве исходных принимаются параметры прочности и ресурса, основанные на нормативных подходах к их обоснованию, учитывающих концентрацию напряжений, условия термомеханического нагружения и свойства конструкционных материалов, в том числе при повышенных температурах и в рабочих средах.

В основу уточненного анализа положены подходы, основанные на использовании нелинейных законов деформирования, накопления повреждений и нелинейной механики разрушения.

В связи с созданием уточненных методов расчетов прочности, ресурса и живучести для перспективных летательных аппаратов одно- и многоразового использования с жидкостными ракетными двигателями (ЖРД) должны учитываться предъявляемые достаточно высокие эксплуатационные требования, которые относятся к числу включений (от 1÷5 до ~25÷100), времени работы при одном включении (до 500 с и более) и общему времени работы (до 15 ч). Если учесть при этом требования по надежности двигателей и необходимые для этого коэффициенты безопасности (запасы прочности и долговечности), видно, что параметры ресурса современных ЖРД, к которым в первую очередь относятся число включений, время работы при одном включении, общее время работы, а также остаточный ресурс двигателя, должны быть достаточно высокими и обоснованными. Очевидно, что расчетно-экспериментальное обеспечение этих параметров для ЖРД одно- и многоразового использования представляет собой весьма сложную научно-техническую проблему. Сложность заключается в том, что параметры современных ЖРД по давлениям могут достигать нескольких сотен атмосфер, а по температурам изменяться от 20 К до 1200÷1300 К. Естественно, что при таких температурно-силовых воздействиях материалы элементов конструкций ЖРД работают в сложных условиях, при напряжениях, во многих случаях превышающих пределы текучести применяемых материалов. Такое напряженное состояние реализуется в зонах концентрации напряжений и других конструктивно-эксплуатационных особенностей (в том числе от механических, тепловых, аэро-гидродинамических воздействий).

Следует отметить, что помимо экстремальных однократных и повторных температурно-силовых нагрузок, которые можно отнести к классу статических и квазистатических нагрузок, на элементы конструкций ЖРД действуют также довольно значительные переменные нагрузки, обусловленные динамическими процессами в двигателе, такими, как пульсации тяги и давлений в агрегатах и системах двигателя, а также общей вибрацией двигателя как системы летательного аппарата. В связи с этим, учитывая длительность работы, цикличность нагружения и другие факторы, при оценке работоспособности элементов конструкций и при уточненном расчетом и экспериментом определении ресурса, в том числе и остаточного, во внимание должны быть приняты кратковременная и длительная прочность материалов, релаксация и ползучесть, мало- и многоцикловая усталость, формоизменение и потеря устойчивости.

Проблема уточненного определения ресурса непосредственно связана с оценкой поврежденности элементов конструкций при статическом и циклическом нагружениях в зонах конструктивных особенностей. Поэтому ниже будут приведены расчетные методы уточненной оценки статической прочности, поврежденности и ресурса элементов конструкций ЖРД. При этом рассматриваемые вопросы уточненных расчетов связаны с определением запасов прочности и долговечности на основании существующих норм прочности ЖРД и других нормативных материалов.

В качестве примеров рассматриваются такие элементы конструкции ЖРД, как внутренняя оболочка камеры сгорания, рабочие лопатки турбины, рабочее колесо насоса и др.

В основу предлагаемых уточненных методов расчета положены деформационные критерии разрушения. Использование этих критериев предполагает, что разрушение элемента конструкции или конкретной детали произойдет в случае, когда наибольшая деформация (или интенсивность деформаций) в рассматриваемой точке детали достигает некоторого критического значения. Это критическое значение зависит от механических свойств используемых конструкционных материалов, в основном пластичности, а также от таких факторов как температура, скорость нагружения, наличие агрессивных сред, а также дефектов, обусловленных технологическими процессами изготовления детали. Наибольший интерес деформационные критерии разрушения представляют для зон концентрации напряжений. Естественно, что для уточненного определения напряженно-деформированного состояния в зонах концентрации напряжений могут быть использованы как аналитические методы, основанные на решении задач теории упругости, пластичности и ползучести, так и численные методы (МКЭ и другие). Последние, безусловно, являются более информативными, поскольку позволяют детально описать соответствующие поля напряжений и деформаций. Для наиболее сложных случаев проводятся экспериментальные исследования напряжений и деформаций.

В любом случае, при дальнейшем построении уточненных методов расчетных оценок прочности и долговечности элементов конструкций ЖРД предполагаются известными, как минимум, номинальные напряжения и деформации в наиболее напряженной зоне элемента конструкции, и теоретические коэффициенты концентрации упругих напряжений (если рассматриваемые точки детали относятся к зонам конструктивных особенностей), а также базовые характеристики механических свойств материалов (прочность, пластичность, модули упругости и коэффициенты упрочнения в упругопластической области). Эти характеристики должны учитывать влияние температуры и рабочей среды (в частности водорода).

1 Определение характеристик статической прочности

В уточненных расчетах предполагается, что в рассматриваемой зоне элемента конструкции, принадлежащей зоне конструктивных особенностей (концентрации напряжений), определена интенсивность номинальных напряжений σ_{in} и установлено значение теоретического коэффициента концентрации напряжений α_σ, отнесенного к интенсивности номинальных напряжений. Наряду с σ_{in} определены также значения главных напряжений σ_{1n}, σ_{2n} и σ_{3n}. Соответствующая интенсивность деформаций находятся следующим образом

$$e_i = \frac{2}{3}(1+\mu)\cdot\frac{\sigma_{in}}{E}. \qquad (1)$$

где E - модуль упругости: μ - коэффициент Пуассона.

Таким образом, рассмотрена первая часть задачи - установлены основные характеристики номинального напряженно-деформированного состояния (НДС) в рассматриваемой зоне элемента конструкции.

Второй этап - это определение расчетных характеристик механических свойств используемых конструкционных материалов.

В соответствии с нормативными документами (ГОСТ, ТУ и др.) назначаются или экспериментально определяются следующие характеристики материалов:

- σ_B - временное сопротивление (предел прочности);
- $\sigma_{0,2}$ - условный предел текучести;
- δ - относительное удлинение (в %);
- $\psi_к$ - относительное поперечное сужение (в %);
- *KCU, KCV, KCT* - ударная вязкость (на образцах с U-образным, V-образным надрезом и с трещиной).

Эти характеристики материала являются основными. Помимо комнатной температуры, они определяются для температуры t или T (в °С или К); в этом случае находят применение обозначения температурных характеристик свойств, например, σ_B^T, $\psi_к^t$.

Специальными испытаниями могут устанавливаться значения длительной прочности материала $\sigma_{B\tau}^T$ (разрушение происходит при указанном напряжении при температуре T за время τ). Аналогично могут быть определены значения $\sigma_{0,2\tau}^T$, ψ_τ^T и др. Испытания на ползучесть дают возможность установить значение предела ползучести $\sigma_{\varepsilon/\tau}^T$, что соответствует напряжению σ в образце, которое при температуре T приводит к деформации образца ε за время τ.

Все эти данные содержатся в соответствующих нормативных или справочных руководствах, предназначенных для практического использования в ракетно-космической технике, авиационной технике и других отраслях промышленности.

Помимо основных механических характеристик используемых конструкционных материалов в рассмотрение вводятся другие необходимые расчетные характеристики. Значения этих характеристик определяются в зависимости от вида диаграммы «интенсивность напряжений –интенсивность деформаций» $\sigma_i \sim e_i$. Одной из широко применяемых в приложениях является степенная аппроксимация диаграммы $\sigma_i \sim e_i$

$$\sigma_i = \sigma_T \cdot \left(\frac{e_i}{e_T} \right)^m \qquad (2)$$

где σ_T - предел текучести (предел пропорциональности), m - характеристика упрочнения материала, деформация $e_T = \sigma_T / E$ соответствует пределу текучести σ_T.

Очевидно, что в интервале $0 \le e_i \le e_T$ для материалов справедлив закон Гука

$$\sigma_i = E \cdot e_i. \qquad (3)$$

Зависимость (2) хорошо описывает поведение материала в интервале равномерных деформаций $e_T \le e \le m$ и выражает, таким образом, связь между напряжениями и деформациями в пластической области до образования шейки. При $e_i = m$ из выражения (2) следует

$$\sigma' = \sigma_T \cdot \left(\frac{m}{e_T} \right)^m . \qquad (4)$$

Можно показать, что поскольку деформация $e_i = m$ является не малой величиной, напряжение σ' должно учитывать изменения площади поперечного сечения образца при растяжении. Это приводит к тому, что для действительной диаграммы $\sigma_i \sim e_i$, с учетом изменения площади образца значение $\sigma' = \sigma_B e^m$, где σ_B - предел прочности материала, определяемый по условной диаграмме растяжения как $\sigma_B = P_{max} / F_0$ (F_0 — начальная площадь образца). Таким образом, из (4) следует соотношение

$$\sigma_B e^m = \sigma_T \cdot \left(\frac{m}{e_T} \right)^m ,$$

откуда

$$\frac{\sigma_B}{\sigma_T} = \left[\frac{m}{\exp(1) \cdot e_T} \right]^m . \qquad (5)$$

Аналогичным образом можно получить и следующее соотношение

$$\frac{\sigma_{0,2}}{(2 \cdot 10^{-3} + \sigma_{0,2} / E)^m} = \frac{\sigma_T}{e_T^m} .$$

Из этого соотношения после некоторых преобразований следует выражение для определения σ_T

$$\sigma_T = \sigma_{0,2} \cdot \left[\frac{\sigma_{0,2}}{2 \cdot 10^{-3} \cdot E + \sigma_{0,2}} \right]^{\frac{m}{1-m}} . \qquad (6)$$

Для определения характеристики упрочнения *m* также используется указанное выше соотношение, откуда получается трансцендентное уравнение для *m*

$$\ln\left(\frac{\sigma_B}{\sigma_{0,2}}\right) = m\left[\ln\left(\frac{m}{(2\cdot 10^{-3} + \sigma_{0,2}/E)}\right) - 1\right]. \quad (7)$$

Значение *m* находится из (7) при помощи последовательных приближений.

Наряду с расчетными характеристиками σ_T и *m* в рассмотрение вводится пластичность материала

$$e_k = \ln\left(\frac{1}{1-\psi_k}\right), \quad (8)$$

где $\psi_к$ - относительное поперечное сужение при однократном нагружении до разрушения.

После определения всех расчетных величин рассматривается поведение материала при развитых пластических деформациях. В этом случае деформация $e_i \geq m$. Ограничением этой деформации является разрушающая деформация e_k (пластичность материала). Полагая, что в интервале $m \leq e_i \leq e_k$ зависимость $\sigma_i \sim e_i$ носит линейный характер, находим

$$\sigma_i = \sigma_B \cdot \exp(m) \cdot [1 - m + e_i]. \quad (9)$$

Из этой зависимости можно получить значение разрушающего напряжения S_k, которое является истинным сопротивлением разрыву. Полагая в (9) $e_i = e_k$, получаем

$$S_k = \sigma_B \cdot \exp(m) \cdot [1 - m + e_k]. \quad (10)$$

Наряду с этой формулой для определения S_k используется также выражение

$$S_k = \sigma_B \cdot (1 + K_S \psi_к), \quad (11)$$

где K_S=1,35-1,4 для пластичных материалов.

Принято считать, что формула (10) дает более точные результаты, чем (11).

Следует отметить, что S_k (10) характеризует хрупкое разрушение материала путем отрыва, причем ответственным за такое разрушение является первое главное напряжение σ_1. Если разрушение образца (элемента конструкции) носит вязкий характер, то ответственным за разрушение является напряжение сдвига и интенсивность напряжений σ_i

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \qquad (12)$$

В случае плоского напряженного состояния σ_3=0, при этом

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}. \qquad (13)$$

При вязком разрушении истинное сопротивление разрыву определяется выражением

$$S_\tau = \frac{3+m}{4} \cdot S_k = \frac{3+m}{4} \cdot \sigma_B \cdot \exp(m) \cdot [1 - m + e_k]. \qquad (14)$$

Значение S_τ по определению не может быть меньше, чем $\sigma_B \cdot \exp(m)$. Поэтому в предельном случае $S_\tau \geq \sigma_B \cdot \exp(m)$, при этом разрушающая деформация $e_\tau \geq m$. В общем случае из выражения (14) следует значение разрушающей деформации e_τ

$$e_\tau = \frac{1}{4} \cdot [(3+m) \cdot e_k - (1-m)^2]. \qquad (15)$$

Условием существования решения (15) является неравенство

$$e_k \geq \frac{(1+m)^2}{3+m}.$$

Таким образом, в качестве характерных на диаграмме σ_i~e_i, можно определить три точки: ($\sigma_B \cdot \exp(m)$, m), (S_τ, e_τ) и (S_k, e_k). Первые две характеризуют вязкое разрушение образца (детали), последняя - хрупкое разрушение (или близкое к нему квазихрупкое разрушение).

Рассмотрим условия, характеризующие эти виды разрушений.

Для хрупкого разрушения имеют место неравенства

$$\sigma_i > \sigma_T, \quad \sigma_i > S_k. \qquad (16)$$

Эти условия можно представить в виде

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_i} > \frac{S_k}{\sigma_T}. \qquad (17)$$

Альтернативой условию (16) является условие прочности элемента конструкции

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_i} < \frac{S_k}{\sigma_T}. \qquad (18)$$

С учетом выражения для S_k (10) находим

$$\frac{S_k}{\sigma_T} = \frac{\sigma_B \cdot \exp(m)}{\sigma_T} \cdot (1 - m + e_k),$$

или

$$\frac{S_k}{\sigma_T} = \left(\frac{m}{e_T}\right)^m \cdot (1 - m + e_k). \qquad (19)$$

Следовательно, выражение (18) для условия прочности элемента конструкции при хрупком (или квазихрупком) разрушении принимает вид

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_i} < \left(\frac{m}{e_T}\right)^m \cdot (1 - m + e_k). \qquad (20)$$

Если в результате аналитического или численного расчетов установлены значения интенсивности напряжений σ_i и первого главного напряжения σ_1, то их отношение характеризует повышение величин первых главных напряжений σ_1, при которых происходит образование упругопластических деформаций в элементах конструкции. Поэтому указанное отношение является одним из параметров, определяющих прочность конструкции. Обычно отношение $\sigma_1/\sigma_i \geq 1{,}0$, и чем оно больше, тем более «жестким» является напряженное состояние.

Естественно, что для обеспечения такого напряженного состояния требуется более высокая пластичность материала.

Значение пластичности при заданном отношении σ_1/σ_i можно определить по формуле, следующей из (20),

$$e_k \geq \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_i}\right) \cdot \left(\frac{e_т}{m}\right)^m - (1 - m). \qquad (21)$$

Отметим, что для плоско напряженного состояния, характерного для трубы, где $\sigma_1 = pr_0 / h,$ $\sigma_2 = pr_0 / 2h,$ и $\sigma_i = \left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right) \cdot (pr_0 / h),$ отношение $\frac{\sigma_1}{\sigma_i} = \frac{2}{\sqrt{3}} = 1{,}15.$ В зависимости (21) отношение $\frac{\sigma_1}{\sigma_i}$ может быть принято и для зоны концентрации напряжений, при этом $\frac{\sigma_{1k}}{\sigma_{ik}}$. В случае плоской деформации это отношение существенно увеличивается; для концентраторов напряжений типа трещин отношение $\frac{\sigma_1}{\sigma_i}$ может достигать значений 2,0 - 2,6. Приведенные значения являются граничными; более или менее точные значения отношения $\frac{\sigma_1}{\sigma_i}$ находятся при помощи численных методов (МКЭ). При вязком разрушении условие прочности может быть представлено в виде

$$\sigma_i \leq S_\tau = \frac{3 + m}{4} \cdot \sigma_B \cdot \exp(m) \cdot [1 - m + e_k]. \qquad (22)$$

Условие $\sigma_i \geq \sigma_T$ в данном случае также имеет место, как и при (16). Принимая для σ_i степенное упрочнение (2), находим

$$\sigma_T \cdot \left(\frac{e_i}{e_т}\right)^m = \frac{3+m}{4} \cdot \sigma_B \cdot \exp(m) \cdot [1 - m + e_k],$$

откуда следует выражение для определения пластичности материала e_k

$$e_k \geq \frac{4}{3+m} \cdot \left(\frac{e_i}{m}\right)^m - (1 - m). \qquad (23)$$

Для зоны концентрации напряжений $e_i = e_{ik}$. Очевидно, что чем больше величина деформации e_i (или e_{ik}) в рассматриваемой точке конструкции, тем больше должна быть пластичность материала. Если приведенные выше соотношения разрешить относительно e_i, то в этом случае получаются зависимости, определяющие предельные значения деформации e_i при заданных значениях e_k и m. Например, из (23) следует

$$e_i^* \geq \frac{1}{4} \cdot [(3+m) \cdot e_k - (1-m)^2]. \qquad (24)$$

Очевидно, что значение e_i^* должно быть не более e_τ согласно (15), то есть

$$e_i^* \leq e_T. \qquad (25)$$

При вязком разрушении возможно также применение условия прочности в виде

$$\sigma_i \leq \sigma_B \cdot \exp(m), \qquad (26)$$

откуда следует очевидное неравенство $e_i^* \leq m$.

Еще один критерий вязкого разрушения, основанный на деформационных подходах, связан с равенством между собой разрушающей и действующей деформаций. Если e_k - разрушающая деформация (пластичность) материала, то условие прочности конструкции будет $e_i \leq e_k$. Но особенность рассмотрения проблемы разрушения в данном случае заключается в том, что необходимо учитывать вид и объемность напряженно-деформированного состояния конструкции. При интенсивности напряжений σ_i и главных напряжений σ_1, σ_2 и σ_3 параметр снижения пластичности материала B_k находится по формуле

$$\mathrm{B_k} = \frac{\sigma_{ik}^2}{\sigma_{1k}(\sigma_{1k} + \sigma_{2k} + \sigma_{3k})}. \qquad (27)$$

Здесь в напряжения введен индекс «k», характеризующий принадлежность напряжений к зоне концентраций напряжений. С учетом B_k (27) выражение для разрушающей деформации принимает вид

$$e_f = B_k \cdot e_k = \frac{\sigma_{ik}^2 \cdot e_k}{\sigma_{1k} \cdot (\sigma_{1k} + \sigma_{2k} + \sigma_{3k})}. \qquad (28)$$

Очевидно, чем более «жестким» является напряженное состояние элемента конструкции, то есть чем больше значения $\sigma_{1k}, \cdot \sigma_{2k} \cdot u \cdot \sigma_{3k}$, тем меньше будет значение B_k и тем меньше будет величина разрушающей деформации. Особенно это заметно в случае, когда главные напряжения близки друг к другу; при этом заметно уменьшается и интенсивность напряжений σ_{ik}.

Наряду со степенным упрочнением (2) в некоторых случаях целесообразно использовать зависимость $\sigma_i(e_i)$ в виде

$$e_i = \frac{\sigma_i}{E} + 2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{0,2}} \right)^n. \qquad (29)$$

Здесь первый член характеризует упругую составляющую деформации, второй - пластическую составляющую. Постоянная n характеризует упрочнение материала. Значение n находится по формуле

$$n \cong \frac{\ln\left[\frac{183{,}94}{n} \left(1 - \frac{n \cdot \sigma_B \cdot e^{1/n}}{E} \right) \right]}{\ln\left(\frac{\sigma_B}{\sigma_{0,2}} \right)} \qquad (30)$$

при помощи последовательных приближений. Отметим, что в данном случае *n* является аналогом величины $1/m$ в выражении (2).

Существуют и некоторые другие формы представления зависимости (29), но выражение (29) обладает определенным преимуществом, поскольку при $\sigma_i=\sigma_{0,2}$ дает значение $e_{0,2}=2\cdot 10^{-3}+\sigma_{0,2}/E$, то есть значение деформации, соответствующие $\sigma_{0,2}$.

При уточненном решении задач статической прочности важное значение придается определению максимальных деформаций в зоне концентрации напряжений. Если известны геометрические формы в зоне концентрации напряжений, то различными методами, включающими решение задач теории упругости, поляризационно-оптический метод, методы сеток, муара и других, определяются теоретические коэффициенты концентрации напряжений (ТККН) как для силовых, так и для температурных напряжений. Обычно значения α_σ, приведенные в различных справочных руководствах, относятся к первому главному напряжению α_{σ_1}. Однако во многих случаях значение ТККН должно быть отнесено к интенсивности напряжений α_{σ_i}. В случае плоской деформации для этого используют соотношение

$$\alpha_{\sigma_i}=\alpha_{\sigma_1}\cdot\sqrt{\frac{1+\mu_{max}}{1+\mu_n}}\cdot\sqrt{1-\mu_{max}+\mu_{max}^2}\cdot\frac{\sigma_1}{\sigma_i}, \quad (31)$$

где μ - коэффициент Пуассона.

При номинальных (упругих) напряжениях

$$\mu=0{,}3 \quad (32)$$

При упругопластических деформациях $\bar{e}_{max\,\kappa}=e_{max\,\kappa}/e_T$

$$\mu_{max}=0{,}5-\frac{0{,}2}{\bar{e}_{max\,k}^{1-m}}. \quad (33)$$

Очевидно, что значение μ_{max} по (33) определяется при помощи последовательных приближений.

Если предположить, что номинальное напряжение $\sigma_i=\sigma_n$ является упругим и величина $\alpha_\sigma\sigma_n > \sigma_T$, то в рассматриваемой точке имеют место пластические деформации. Максимальное значение деформации (индекс «k» означает зону концентрации напряжений) определяется по формуле

$$e_{\max k} = \left(\frac{\alpha_\sigma \cdot \sigma_n}{\sigma_T}\right)^{\frac{2}{1+m}} \cdot e_T. \qquad (34)$$

Относительная величина максимальной деформации $(\bar{e} = e / e_T)$

$$\bar{e}_{\max k} = \left(\frac{\alpha_\sigma \cdot \sigma_n}{\sigma_T}\right)^{\frac{2}{1+m}}. \qquad (35)$$

Используя соотношение Нейбера, можно найти значения коэффициентов концентрации деформаций K_e и напряжений K_σ в упругопластической зоне.

В этом случае согласно Нейберу $K_eK_\sigma=\alpha_\sigma^2$, и тогда

$$K_e = \alpha_\sigma^{\frac{2}{1+m}} \cdot \bar{\sigma}_n^{\frac{1-m}{1+m}}, \qquad K_\sigma = \alpha_\sigma^{\frac{2m}{1+m}} / \bar{\sigma}_n^{\frac{1-m}{1+m}}.$$

(36)

где $\bar{\sigma} = \sigma / \sigma_T$. Очевидно, что максимальное напряжение с учетом (31)

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{\alpha_\sigma \cdot \sigma_n}{\sigma_T}\right)^{\frac{2m}{1+m}} \cdot \sigma_T.$$

(37)

Для модели жестко-пластического тела при m=0 из (36) следует

$$K_e = \alpha_\sigma^2 \cdot \bar{\sigma}, \qquad K\sigma = 1/\bar{\sigma}.$$
(38)

Выражение для максимальной деформации в данном случае принимает вид

$$e_{\max k} = \left(\frac{\alpha_\sigma \cdot \sigma_n}{\sigma_T}\right)^2 \cdot e_T = \left(\frac{\alpha_\sigma \cdot \sigma_n}{E \cdot \sigma_T}\right)^2.$$
(39)

Для упругопластической деформации (29) значения коэффициентов концентрации находятся несколько иным способом. Умножим в левой части уравнения (29) e_i на K_e, в правой σ_i на K_σ. В этом случае

$$K_e \cdot e_i = \frac{\sigma_n \cdot K_\sigma}{E} + 2 \cdot 10^{-3} \cdot K_\sigma \cdot \left(\frac{\sigma_i \cdot K_\sigma}{\sigma_{0,2}}\right)^{1/n}.$$

Используя это соотношение в комбинации с (29) и условием Нейбера $K_e\ K_\sigma = \alpha_\sigma^2$, находим

$$K_\sigma = \left[(\alpha_\sigma^2 - K_\sigma^2) \cdot \left(\frac{\sigma_{0,2}}{E}\right) \cdot 500 \cdot \left(\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_n}\right)^{n-1} + \alpha_\sigma^2\right]^{\frac{1}{1+n}}. \quad (40)$$

В данном случае K_σ находится при помощи последовательных приближений. С учетом (40) находим

$$K_e = \frac{\alpha_\sigma^2}{K_\sigma}. \quad (41)$$

Полученные значения K_e и K_σ сравнительно мало отличаются от величин, определяемых по формулам (36).

Таким образом, для зоны концентрации напряжений определены основные параметры, характеризующие НДС - e_{max}, σ_{max}.

Далее возникает задача о распределении деформаций $e_{ik}(r)$ и напряжений $\sigma_{ik}(r)$ в зоне концентрации напряжений в зависимости от расстояния r от контура концентратора. Если предположить, что основание концентратора является круговым с радиусом r_0, глубина концентратора l, то для теоретического коэффициента концентрации напряжений имеем

$$\alpha_{\sigma_1} = 1 + 2 \cdot \sqrt{l / r_0}. \tag{42}$$

При l=r_0 имеем полукруг, для которого α_{σ_1}=3,0.

Распределение деформаций и напряжений в окрестности концентратора определяется параметром $\rho = 1 + x / r_0$, где x - расстояние от кругового основания концентратора.

Радиус концентратора r_0 может иметь самые различные значения: от 1÷2 мм до 0,01 мм, что характерно для трещин. Установление значения r_0 представляет собой достаточно трудную задачу, особенно для зон сварных и паяных соединений. Ориентировочно для них можно принимать значение $r_0 \cong$ 0,1÷0,3 мм, в том числе и для острых галтелей.

Наиболее просто распределение деформаций в зоне концентратора определяется для условий плоской деформации. Здесь следует отметить, что такие условия реализуются в пластинах и оболочках при толщине стенки, примерно в 8÷10 раз превышающих радиус закругления r_0. Если, например, r_0 = 0,3 мм, то при толщине стенки конструкции 2,5÷3,0 мм можно считать, что условие плоской деформации в вершине концентратора выполняются.

Из условия несжимаемости материала следует, что закон распределения деформаций $e_{ik}(\rho)$ может быть получен в виде

$$\mathrm{e_{ik}}(\rho) = \frac{\mathrm{e_{max\,k}}}{\rho^2}. \tag{43}$$

В этом случае распределение интенсивности напряжений будет таким $\sigma_{ik}(\rho) = \sigma_T \cdot \left[\frac{\mathrm{e_{max\,k}}}{\rho^2 \cdot \mathrm{e_T}}\right]^m$ или в виде

$$\sigma_{ik}(\rho) = \sigma_T \cdot \left[\frac{\bar{e}_{\max k}}{\rho^2}\right]^m, \qquad (44)$$

Решение задачи плоской деформации при степенном законе упрочнения приводит к следующим выражениям для определения главных напряжений в зоне концентрации:

$$\sigma_{1k}(\rho) = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_T \cdot \left(\frac{\bar{e}_{\max k}}{\rho^2}\right)^m \cdot \left[1 + \frac{1}{2m} \cdot (\rho^{2m} - 1)\right],$$

$$\sigma_{2k}(\rho) = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_T \cdot \left(\frac{\bar{e}_{\max k}}{\rho^2}\right)^m \cdot \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{2m} \cdot (\rho^{2m} - 1)\right],$$

(45)

$$\sigma_{3k}(\rho) = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_T \cdot \left(\frac{\bar{e}_{\max k}}{\rho^2}\right)^m \cdot \left[\frac{1}{2m} \cdot (\rho^{2m} - 1)\right].$$

При этом интенсивность напряжений и деформаций

$$\sigma_{ik}(\rho) = \sigma_T \cdot \left(\frac{\bar{e}_{\max k}}{\rho^2}\right)^m, \qquad e_{ik}(\rho) = \frac{\bar{e}_{\max k}}{\rho^2}. \qquad (46)$$

Характер распределения напряжений и деформаций показан на рис.1.

Размер пластической зоны определяется из условия $e_{ik}(\rho_T) = e_T$. Следовательно, относительный размер этой зоны

$$\rho_T = 1 + \frac{X_T}{r_0} = \sqrt{\bar{e}_{\max k}}. \qquad (47)$$

Подстановка этого выражения в (45) дает максимальное значение первого главного напряжения

$$\sigma_{1\max k} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_T \cdot \left[1 + \frac{1}{2m} \cdot (\bar{e}^m_{\max k} - 1)\right]. \qquad (48)$$

Из этого выражения следуют полученные выше условия разрушения (или условия прочности)

$$\frac{S_k}{\sigma_{1\max k}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \left(\frac{m}{e_T}\right)^m \cdot \frac{(1 - m + e_k)}{1 + (\overline{e}^m_{\max k} - 1)/2m}. \qquad (49)$$

Если ввести понятие запаса по разрушению $K_{S_k} = \dfrac{S_k}{\sigma_{1\max k}}$,

то из этого выражения для допускаемого значения номинального напряжения $[\sigma_n]$ находим

$$[\sigma_n] \le \frac{\sigma_T}{\alpha_\sigma} \cdot \left\{1 + 2m\left[\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \left(\frac{m}{e_T}\right)^m \cdot \frac{(1 - m + e_k)}{K_{S_k}} - 1\right]\right\}. \qquad (50)$$

Разрушающее значение σ_n^* будет при K_{S_k} =1,0. Для стали 07Х16Н6 при α_σ=3,0 (отверстие) значение σ_n^*=80,4 кгс/мм^2, при меньших α_σ значение σ_n^* увеличивается.

При расчетах элементов конструкций на статическую прочность важное значение придается установлению запасов статической прочности.

Согласно «Нормам прочности ЖРД» в рассмотрение вводятся следующие запасы прочности:

- $K_m = \dfrac{\sigma_B}{\sigma_{in}}$ - запас статической прочности по напряжениям, причем этот запас распространяется на общие напряжения, возникающие в детали от действия силовых нагрузок вдали от мест крепления, стыков и других концентраторов напряжений, а также вдали от приложения сосредоточенных нагрузок;

- $K_m^{'} = \dfrac{\sigma_B}{\sigma_{ik}}$ – запас статической прочности по местным напряжениям, под которыми понимаются напряжения, возникающие в зонах краевого эффекта, стыков, креплений и других концентраторов напряжений. Напряжения, возникающие от нагрева деталей, принято считать местными;

- $K_T = \dfrac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{in}}$ – запас по пределу текучести, который вводится для деталей, деформативность которых должна быть ограничена;

- $K_e = \dfrac{e_{пр}}{e_{i\,max}}$ – запас по деформациям, который вводится для деталей, в которых неизбежно возникают пластические деформации (например, внутренняя оболочка камеры, зоны концентрации напряжений);

- $K_B = \dfrac{P_{разр}}{P_{раб}}$ – запас статической прочности по разрушающей нагрузке.

Здесь $P_{раб}$– максимальное значение рассматриваемого силового параметра (усилие, давление), действующее на деталь в рабочих условиях, $P_{разр}$ – значение указанного силового фактора, приводящее к разрушению детали. Давления принимаются с учетом гидроударов. Значение K_B находится расчетным или экспериментальным путем. При определении K_B учитывается многократность нагружения.

Величины запасов статической прочности приведены в «Нормах...». В основном эти величины составляют K_m=1,4÷1,6, K'_m= 1,1÷1,3, K_T= 1,0÷1,1, K_e=5,0, K_B=1,4÷1,6.

Если детали конструкции выполнены из малопластичных материалов ($\delta \leq 8\%$, $\psi_к \leq 16\%$), а также работают при криогенных температурах, в агрессивных средах и в условиях малоцикловой усталости, то запасы прочности, указанные в «Нормах...», увеличиваются в 1,1 раза, хотя этот вопрос нуждается в дополнительном исследовании.

Отметим, что запасы для вращающихся элементов конструкции ТНА $K_\omega = \sqrt{K_i}$.

Анализ запасов прочности, приведенных в «Нормах...», показывает, что при компьютерных расчетах могут возникнуть некоторые особенности, связанные с определением запасов. Во-первых, во многих случаях крайне сложно определить «общее напряжение»; поэтому обычно приходится ориентироваться на запас по местным напряжениям ($K'_m \leq$ 1,3). Но при этом могут возникнуть некоторые противоречия. В компьютерных расчетах в качестве зависимости «напряжение - деформация» используются зависимости типа степенной, линейной или Ремберга-Осгуда, относящиеся к истинной диаграмме деформирования, где при определении напряжений учитывается изменение площади поперечного сечения образца. Такая диаграмма располагается выше диаграммы условных напряжений.

При уточненном анализе получается интенсивность напряжений σ_{ik}, изображенная на рис.2. Очевидно, что для получения соответствующего запаса по местным напряжениям σ_{ik} должно сравниваться с величиной $\sigma'_B = \sigma_B \cdot e^m$, а при расчетном определении запасов по разрушающей нагрузке – с величинами S_τ и S_K.

Таким образом, при компьютерном анализе запас по местным напряжениям составляет

$$K'_m = \frac{\sigma_B \cdot e^m}{\sigma_{ik}}, \qquad (51)$$

что отличается от указанного выше значения $K'_m = \frac{\sigma_B}{\sigma_{ik}},$. Причем это отличие может быть довольно заметным: для стали 07Х16Н6 при $m = 0,128$ величина e^m=1,136 (13,6 %), а для стали 12Х18Н10Т с m = 0,25 значение e^m=1,284 (28,4 %).

Еще больше увеличиваются значения K'_m, если определять K'_m с помощью S_τ или S_K.

Во многих случаях приходится использовать выражение (51) для K'_m, так как только таким образом можно получить нормативное значение K'_m.

Далее существует некоторое противоречие между запасами K'_m и K_e. Если принять K_e=5,0, то согласно зависимости $\sigma_{ik} = \sigma_B \cdot e^m \cdot \left(\frac{e_{ik}}{m}\right)^m$ получаем

$$K'_m = \frac{\sigma_B \cdot e^m}{\sigma_{ik}} = \left(\frac{m}{e_{ik}}\right) = K_e^m. \qquad (52)$$

Для стали 07Х16Н6 имеем K_e^m =$5^{0,128}$=1,228, то есть значение K'_m требованию равенства 1,3 не удовлетворяет. Для данного материала надо иметь $K_e \geq 7,76$.

Для стали 12Х18Н10Т значение K'_m =1,495 удовлетворяет требованиям «Норм...».

Рассмотренные выше уточнения «Норм...» при определении запасов прочности могут быть использованы при оценке прочности элементов конструкций ЖРД.

2 Определение характеристик длительной, многоцикловой и малоцикловой прочности

При повышенных температурах, когда деформации ползучести малы, расчет элементов конструкций ЖРД на статическую прочность ведут с использованием характеристик механических свойств ($\sigma_{0,2}$, σ_B, ψ_K, m), определяемых при однократном статическом растяжении при заданной температуре.

В случае достаточно высоких температур, когда возникают статические деформации ползучести, в основные расчетные уравнения вместо характеристик кратковременной прочности σ_B и пластичности e_k вводят характеристики длительной прочности $\sigma_{B\tau}$ и пластичности $e_{k\tau}$ для времени τ. Эти зависимости аппроксимируют степенными уравнениями

$$\sigma_{B\tau}^{T} = \sigma_{B}^{T} \cdot \left(\frac{\tau_0}{\tau} \right)^{m_\sigma(T)}, \tag{53}$$

$$e_{k\tau}^{T} = e_{k}^{T} \cdot \left(\frac{\tau_0}{\tau} \right)^{K_e m_\sigma(T)}, \tag{54}$$

где τ_0=180 с=0,05 ч - время испытаний образца до разрушения при кратковременном статическом нагружении, $m_\sigma(T)$, K_e - параметры материала и температуры.

Учитывая, что при повышенных температурах окончательному длительному статическому нагружению предшествуют макротрещины, параметры уравнений (53) и (54) определяют для этой стадии повреждения. При этом в интервале между значениями равномерной m_τ и максимальной местной пластичности $e_{k\tau}$ в зоне разрушения предельная пластичность на стадии образования трещины

$$e_{0k} = K_{0\tau} \cdot (m_\tau + e_{k\tau}), \qquad K_{0\tau} \approx 0,5. \tag{55}$$

Характеристика $m_\sigma(T)$ в зависимости от температуры (T, К) выражается экспоненциальной функцией

$$m_\sigma(T) = 10^{-3}\, exp(\beta_\sigma T), \tag{56}$$

где β_σ - характеристика материала.

Для аустенитных нержавеющих сталей β_σ=5,1·10^{-3}, для жаропрочных сплавов β_σ=(4,0÷4,5) 10^{-3}, для медных сплавов β_σ=5,65·10^{-3}.

Параметр K_e для сталей и сплавов равен 1,2÷1,5; для медных сплавов - 0,10÷0,15.

Степенное уравнение типа (53) можно использовать и для определения длительного условного предела текучести

$$\sigma_{0,2\tau}^{T} = \sigma_{0,2}^{T} \cdot \left(\frac{\tau_0}{\tau} \right)^{\sigma_{0,2}(T)}, \tag{57}$$

где $\sigma_{0,2}(T)$ - характеристика материала, зависящая от температуры.

Величину $m_{0,2}$ определяют из предположения, что при длительном статическом нагружении за время τ остаточная деформация не ниже 0,2 %:

$$m_{0,2}(T) = m_{\sigma}(T) \cdot \frac{\lg\left(\dfrac{\sigma_{0,2}^{T}}{\sigma_{B\tau}^{T}}\right)}{\lg\left(\dfrac{\sigma_{B}^{T}}{\sigma_{B\tau}^{T}}\right)}. \qquad (58)$$

Здесь следует отметить, что при $\sigma_{0,2}^{T} \le \sigma_{B\tau}^{T}$ параметр $m_{0,2}(T)=0$ и $\sigma_{0,2\tau}^{T} = \sigma_{0,2}^{T}$.

Выражения (53)-(57) используются для уточненного определения характеристики упрочнения материала m_τ. Здесь при определении параметров необходимо иметь в виду, что $\tau = N_e\ \tau_1$, где N_e - число пусков двигателя, τ_1 - время одного пуска.

Запасы по длительной прочности принимаются такими, как они регламентированы «Нормами прочности», то есть на уровне $K_{в\tau}$=1,4÷1,6.

Вообще говоря, в энергетическом машиностроении допускается некоторое снижение запасов по длительной прочности $K_{в\tau}$ по сравнению с запасами по пределу прочности K_m. Значение $K_{в\tau}$ принимается равным на уровне запаса по пределу текучести материала.

Если провести соответствующую аналогию, то в нашем случае, снижая запас $K_{в\tau}$ до уровня K_T, можно оценить значение $K_{в\tau}$=1,0÷1,2, вероятнее всего, не ниже 1,2. Это положение нуждается в дальнейшем уточнении.

Рассматривая вопрос о многоцикловом нагружении элементов конструкций, следует отметить, что повреждаемость элементов определяется уровнем переменных напряжений, возникающих в детали (элементе конструкции) вследствие воздействия переменных (стационарных, нестационарных) нагрузок и усталостными свойствами применяемых конструкционных материалов. Переменные нагрузки (и напряжения) являются следствием особенностей рабочих процессов в агрегатах и системах двигателя, пульсаций давлений, усилий, температур и вибраций.

Определение переменных нагрузок (и напряжений) всегда представляет собой сложную задачу, решение которой достигается либо расчетным, либо экспериментальным путем. Последний более надежен, но не всегда реализуем. Поэтому во многих случаях приходится ориентироваться на расчетные оценки переменных напряжений. При этом один из подходов по их определению основан на предположении, что переменная нагрузка, действующая на элемент конструкции, составляет некоторую долю статической нагрузки, то есть $P_a=K_a\ P_{cm}$. При этом K_a =0,05-010, максимум 0,2, а переменное напряжение $\sigma_a=K_a\ \sigma_{cm}$. Более точные оценки P_a могут быть получены на основе решения соответствующих гидрогазодинамических задач.

Важными факторами, влияющими на циклическую прочность элементов конструкций, являются концентрация напряжений (эффективный коэффициент концентрации K_σ) и качество поверхности детали, характеризуемое коэффициентом β_n. При β_n.>1,0 качество поверхности снижает сопротивление усталости. Обычно значения $\beta_n \approx 1,1$. Более высокие значения β_n, имеют место, например, при электроэрозинной обработке материалов (β_n =1,30).

Значение эффективного коэффициента концентрации K_σ находится при помощи зависимости

$$K_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_\sigma - 1), \qquad (59)$$

где q - коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений. Обычно q=0,3÷0,8, причем значение q зависит от радиуса закругления в зоне концентратора. Соответствующие рекомендации по выбору эффективный коэффициент концентрации K_σ и q приведены в справочной литературе.

С учетом перечисленных факторов и среднего напряжения цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \qquad (60)$$

где $\sigma_{max}, \sigma_{min}$ - максимальное и минимальное напряжение цикла, с учетом зависимости свойств материала от времени и температуры выражение для запаса усталостной прочности K_v при многоцикловом нагружении может быть представлено в виде

$$K_v = \frac{K_{-1} \cdot \sigma_B \cdot \left(\frac{\tau_0}{N_e \cdot \tau_1}\right)^{m_\sigma(T)} \cdot \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \cdot \left(\frac{N_e \cdot \tau_1}{\tau_0}\right)^{m_\sigma(T)}\right]^{1/2}}{\sigma_a \cdot K_\sigma \cdot \beta_n}. \qquad (61)$$

В этом выражении

$$K_{-1} = K_{-1}(N_e) = 0{,}54 - 0{,}02 \cdot \sigma_B \left(\frac{\tau_0}{N_e \cdot \tau_1}\right)^{m_\sigma(T)},$$

остальные обозначения приведены выше.

Очевидно, что величина запаса циклической прочности K_v при многоцикловой усталости зависит от числа циклов нагружения N_e и времени работы при одном цикле нагружения τ_1, то есть $K_v = K_v(N_e, \tau_1)$.

В «Нормах прочности» указаны запасы циклической прочности для таких элементов конструкций, как рабочие лопатки турбины и валы ТНА (значение K_v=1,4). Отметим, что в другой литературе встречаются значения запасов по циклической прочности K_v=1,25.

Вероятнее всего, при рассмотрении вопросов циклической прочности наряду с определением запасов должно уделяться внимание оценке повреждаемости элемента конструкции от усталости за время эксплуатации $N_e \cdot \tau_1$.

При определении запасов прочности в случае малоциклового нагружения рассматривается, как правило, зона элемента конструкции, содержащая концентратор напряжения (α_σ).

Упругие и упругопластические деформации, соответствующие запуску (нагрузка) и останову (разгрузка), определяются с учетом силовых и температурных напряжений

$$e_{\max k} = \frac{\alpha'_\sigma \cdot \sigma'_n}{E}, \qquad e_{\max k} = \left(\frac{\alpha'_\sigma \cdot \sigma'_n}{\sigma_{T\tau}}\right)^{\frac{2}{1+m\tau}} \cdot \left(\frac{\sigma_{T\tau}}{E}\right). \quad (62)$$

Здесь α'_σ и σ'_n соответствуют теоретическим коэффициентам концентрации напряжений и номинальным напряжением при силовом и температурном нагружении. При сложении силовых и температурных деформаций учитываются знаки напряжений, именно таким путем на основании зависимости (62) определяется размах деформаций $\Delta e_{\max k}(N_e)$. Предельное значение размаха деформации $\Delta e^*_{\max k}$ при числе циклов N_e для зоны концентрации напряжений находится при помощи зависимости

$$\Delta e^*_{\max k}(N_e) = \frac{B_k \cdot e_k \cdot \left(\frac{\tau_0}{N_e \cdot \tau_1}\right)^{K_e \cdot m_\sigma(T)}}{(4N_e)^{m_0(N_e)}} + \frac{\left(\frac{2\sigma_B}{E}\right) \cdot \left(\frac{\tau_0}{N_e \cdot \tau_1}\right)^{m_\sigma(T)}}{(4N_e)^{m_e(N_e)} + \varphi(r) + \frac{1+r}{1-r}},$$

(63)

где $r = \dfrac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$.

В этом выражении показатели степени определяются по формулам

$$m_0(N_e) = 0,36 + 0,02 \cdot \sigma_B \cdot \left(\frac{\tau_0}{N_e \cdot \tau_1} \right), (64)$$

$$m_e(N_e) = -0,145 \cdot \lg K_{-1}(N_e), \quad \varphi(r) \approx 1.$$

Запас по деформации с учетом (62) и (63) определяется следующим образом:

$$K_e'(N_e) = \frac{\Delta e^*_{\max k}(N_e)}{\Delta e_{\max k}(N_e)}. \qquad (65)$$

Отметим, что полученное в соответствии с (65) значение K_e' должно отличаться в меньшую сторону от запаса по деформации $K_e \geq 5,0$ согласно «Нормам прочности». Это связано с тем, что при определении K_e' учитывается циклическое нагружение конструкции.

В энергетических и других отраслях машиностроения значение K_e' изменяется от 1,25 до 2,0, причем меньшие значения соответствуют конструкциям с существенными концентраторами напряжений. Примерно такие же значения K_e' (~1,20÷1,80) могут быть приняты и для элементов конструкций ЖРД, хотя более детальный анализ, связанный с назначением (или выбором) K_e' проводится на основании анализа повреждаемости элементов конструкций при действии силовых и температурных циклических нагрузок.

Отметим, что из уравнения (63) можно определить число циклов до образования трещин N_0 при малоцикловом нагружении. Для этого в левую часть уравнения (63) следует внести значение $\Delta e_{\max k}$, а в правой части значение N_e заменить на N_0. Тогда будем иметь

$$\Delta e_{\max k}(N_0)=\frac{B_{k\cdot}\cdot e_k\cdot\left(\dfrac{\tau_0}{N_0\cdot\tau_1}\right)^{m_\sigma(T)}}{(4N_0)^{m_0(N_0)}}+\frac{\left(\dfrac{2\sigma_B}{E}\right)\cdot\left(\dfrac{\tau_0}{N_0\cdot\tau_1}\right)^{m_\sigma(T_0)}}{(4N_0)^{m_e(N_0)}+\varphi(r)+\dfrac{1+r}{1-r}}.$$

(66)

Значение N_0 находится при помощи последовательных приближений.

3 Повреждаемость элементов ЖРД при циклическом температурно-силовом нагружении

Для уточненного решения проблемы повреждаемости элементов конструкций предложены различные гипотезы повреждаемости, которые дают возможность оценить разрушение при воздействии спектра нагрузок.

Гипотеза линейного суммирования повреждений утверждает, что повреждаемость D_j при уровне амплитуды напряжений σ_j пропорциональна отношению числа циклов нагружения N_j к полному числу циклов N_{0j}, приводящих при том же уровне напряжений к образованию трещин (разрушению)

$$D_j=\frac{N_j(\sigma_j)}{N_{0j}(\sigma_j)}. \qquad (67)$$

Линейная теория не описывает влияния очередности воздействия напряжений различного уровня. Однако экспериментальные данные показывают, что порядок приложения напряжений играет заметную роль и что накопление повреждений при заданном уровне напряжений является функцией истории нагружения. Указанный недостаток в некоторой степени компенсируется различными нелинейными законами суммирования повреждений. В частности, один из вариантов нелинейного закона может быть представлен в виде

$$D_j = \left(\frac{N_j}{N_{0j}} \right)^{m_D}, \tag{68}$$

где m_D - показатель степени, причем $m_D < 1,0$. При таком значении m_D зависимость (68) носит степенной характер, что свидетельствует о более высоком темпе повреждаемости конструкции при относительно малом числе циклов нагружения.

В ряде работ было показано, что справедлив и линейный закон суммирования повреждений, если его представить в деформационной форме

$$D = \sum_{j=1}^{n} \left(\frac{e_j}{e_{fj}} \right). \tag{69}$$

В этом выражении e_j - упругопластическая деформация, определяемая, в том числе, и для зон концентрации напряжений, причем под e_j следует понимать деформацию, действующую в течение определенного времени. Предельная (разрушающая) деформация также зависит от времени, если речь идет о высоких температурах материала и зависимости механических свойств от температуры и времени.

Форма представления повреждаемости (69) является линейной по деформациям, но в то же время эта зависимость является согласно (53), (54) нелинейной по времени, что в общем случае соответствует нелинейному закону суммирования повреждений.

Ниже приводятся оценки повреждаемостей при действии длительной статической нагрузки, циклической нагрузки, связанной с запуском и остановом двигателя или изменением режима его работы, а также переменной нагрузки на стационарном режиме, обусловленной пульсациями давлений, температур и другими факторами. Соответствующее выражение для суммарной повреждаемости имеет вид

$$D_\Sigma = D_\tau + D_N + D_{-1}, \qquad (70)$$

где D_τ, D_N, D_{-1} - повреждаемости при длительном статическом, циклическом (малоцикловом) и многоцикловом нагружениях, при определении которых используется деформационная трактовка повреждаемости (69).

Определяя упругопластическую деформацию в зоне концентрации напряжений в виде

$$e_{\max k} = \left(\frac{\alpha_\sigma \cdot \sigma_n}{\sigma_{T\tau}} \right)^{\frac{2}{1+m}} \cdot \left(\frac{\sigma_{T\tau}}{E} \right), \qquad (71)$$

где α_σ - теоретический коэффициент концентрации напряжений, и предельную деформацию материала в этой зоне

$$e_{f\tau} = B_k \cdot e_{k\tau} \qquad (72)$$

получим выражение для повреждаемости $D_\tau(N_e)$

$$D_\tau(N_e) = \frac{e_{\max k}}{e_{f\tau}}. \qquad (73)$$

Отметим, что входящие в (73) механические свойства определяются при температуре T и времени $\tau = N_e \cdot \tau_I$, значение σ_n соответствует интенсивности номинальных напряжений.

Повреждаемость элементов конструкций при многоцикловом нагружении D_{-1} определяется переменными напряжениями и усталостными свойствами материалов. С учетом полученного выше запаса усталостной прочности K_v (61) выражение для D_{-1} может быть представлено в виде

$$D_{-1}(N_e) = \frac{1}{K_v(N_e)} \cdot \left(\frac{N_e \cdot \tau \cdot f}{N_Б} \right)^{\frac{1}{m_k}}. \qquad (74)$$

В этом выражении $N_Б$ - базовое число циклов ($\sim 2 \cdot 10^6$), f - частота колебаний переменных напряжений (при наличии Z_{CA} сопловых лопаток в турбине $f = Z_{CA} \cdot n / 60$ Гц),

$$m_k = \frac{5 + \frac{1}{8}\sigma_B \cdot \left(\frac{\tau_0}{N_e \cdot \tau_1}\right)^{m_\sigma(T)}}{K_\sigma + \beta_n - 1}. \qquad (75)$$

При определении повреждаемости в случае малоциклового нагружения D_N (N_e) используется полученный ранее запас по деформациям K'_e (65)

$$D_N(N_e) = \frac{1}{K'_e\,(N_e)} = \frac{\Delta e_{\max k}(N_e)}{\Delta e^*_{\max k}(N_e)}. \qquad (76)$$

В случае, когда во внимание принимаются все три вида повреждаемости (длительная прочность, малоцикловая и многоцикловая усталость материала), число циклов до образования трещин N_0 находится из условия

$$D_\Sigma(N_0) = D_\tau(N_0) + D_{-1}(N_0) + D_N(N_0) = 1{,}0. \quad (77)$$

После определения N_0 находится значение ресурса $\tau_p = N_0 \cdot \tau_1$.

Если задано число циклов нагружения при эксплуатации N_e и время эксплуатации $\tau_e = N_e \cdot \tau_1$, то после определения N_0 и τ_p устанавливаются значения остаточного ресурса конструкции по числу циклов нагружения и времени

$$N_{ocm} = N_0 - N_e, \qquad \tau_{ocm} = \tau_p - \tau_e = N_{ocm} \cdot \tau_1. \qquad (78)$$

Если конструкция выполнена оптимальной по своим конструктивно- технологическим параметрам, имеет оптимальные запасы по прочности и долговечности, значения N_{ocm} и τ_{ocm} должны быть минимальными, в предельном случае они должны быть равны нулю. Этот идеальный случай проектирования не предусматривает в конструкции никакого остаточного ресурса на конец эксплуатации. Но в действительности это не так. Требования по надежности ЖРД предусматривают наличие остаточного ресурса; более того, эти требования могут быть включены в техническое задание на проектирование двигателя.

Требования по остаточному ресурсу строго нерегламентированы. Но широко используемый вариант таких требований сводится к тому, что остаточный ресурс должен быть не меньше эксплуатационного, то есть $N_{ocm} \geq N_e$. Это значит, что N_0-$N_e \geq N_e$, а это приводит к условию $N_0 \geq 2N_e$ и запасу по долговечности $K_N \geq 2,0$. Формально это значение K_N не удовлетворяет требованиям «Норм прочности», где указано значение $K_N \geq 5,0$.

Как показывает опыт, оставлять значение K_N постоянным (равным 2,0 или даже 5,0) для всего возможного диапазона изменений числа циклов нагружения при эксплуатации N_e нецелесообразно. Это приводит к необходимости обеспечения достаточно высоких запасов по прочности и деформации во всем диапазоне N_e. Очевидно, что с увеличением N_e коэффициент запаса по долговечности K_N должен уменьшаться. Это следует из рассмотрения упрощенного выражения (66) для числа циклов нагружения до образования трещин N_0.

$$\mathrm{N_0} = \frac{1}{4}\left[\frac{\mathrm{B_k \cdot e_k}}{(\alpha_\sigma \cdot \sigma_n / \sigma_T)^{2/(1+m)} \cdot e_T}\right]^{1/m_0}. \qquad (79)$$

Полагая $K_N = N_0/N_e$, находим

$$\left(A \cdot \left(K_T\right)^{2/(1+m)m_0}\right) / N_e. \qquad (80)$$

где A - некоторая постоянная. Из этого выражения следует, что с увеличением N_e значение запаса по долговечности K_N должно уменьшаться. Для определения необходимой зависимости $K_N(N_e)$ рекомендуется соотношение

$$\mathrm{K_N} = \frac{(\mathrm{K_N \cdot N_e})^{1/3} + 1}{(\mathrm{K_N \cdot N_e})^{1/3} - 1}, \qquad (81)$$

откуда значение K_N при фиксированном N_e находится при помощи последовательных приближений. Вид зависимости (81) примерно соответствует условию $K_N \approx 4,0$-$2,0$ в широком диапазоне изменения N_e.

Результаты расчетов функции $K_N(N_e)$ приведены в таблице 2.

Таблица 2

Характеристики долговечности и запасов

N_e	1,0	5,0	10	20	50	100
K_N	4,24	2,51	2,13	1,86	1,60	1,47
N_0	~4,0	~13	~21	~37	~80	147
$N_{ост}$	3,0	8,0	11	17	30	47
$N_{ост}/N_e$	3,0	1,6	1,1	0,85	0,6	0,47

Результаты расчетов показывают, в частности, что для двигателя одноразового использования значение $K_N = 4{,}0$, что близко к нормативному значению $K_N = 5{,}0$. С увеличением числа циклов нагружения N_e запас по долговечности уменьшается. При этом остаточная долговечность в достаточно широком диапазоне остается на уровне $N_{ост} / N_e \approx 1{,}6 \div 0{,}80$.

Приведенные выше данные по уточненному определению повреждаемости элементов конструкций при температурно-силовом циклическом нагружении могут рассматриваться как основа для уточненного определения циклической долговечности элементов конструкций (N_0) и выбору соответствующих запасов по долговечности (K_N).

4 Реализация методов уточненных расчетов

Внутренняя оболочка камеры. Из конструктивных элементов двигателя многоразового использования целесообразно рассмотреть проблемы прочности и долговечности так называемых критичных элементов, то есть таких элементов конструкции, которые в значительной степени определяют ресурс двигателя. К таким элементам можно отнести внутреннюю оболочку камеры, рабочую лопатку турбины, крыльчатку насоса. Указанный перечень не является полным перечнем критичных элементов; к ним могут быть добавлены трубопроводы малых диаметров, некоторые элементы крепления агрегатов, ротор ТНА с его проблемами в области динамики и другие. Но все же рассмотрение проблемы ресурса следует начинать с элементов, указанных вначале.

При разработке двигателя и выборе его основных параметров определенное внимание уделяется выбору температуры внутренней оболочки камеры, оценке ее прочности, повреждаемости и ресурса. Материалом внутренней оболочки являются жаропрочные сплавы на основе меди, обладающие достаточно высокой теплопроводностью. При температуре горячей поверхности стенки 600÷1000 К и циклической работе двигателя возможно некоторое изменение формы внутренней оболочки, связанное с накоплением пластических деформаций. Эта оценка соответствует внутренней стенке, не имеющей конструктивных особенностей в виде концентраторов напряжений. При их наличии требуется проведение дополнительного анализа долговечности конструкции, который может привести к снижению допустимой температуры горячей поверхности стенки. Определяющей является температурная деформация горячей поверхности и связанные с ней напряжения. Величина деформации зависит от средних температур стенок внутренней T_1 и наружной T_2 оболочек, температур на горячей $T_г$ и холодной $T_х$ поверхностях стенки внутренней оболочки, а также от соотношения жесткостей стенок внутренней и наружной оболочек; интенсивность этой деформации находится при помощи зависимости

$$e_i^T = 2(\alpha_1 T_1 - \alpha_2 T_2) \cdot \frac{E_2 h_2}{E_1 h_1 + E_2 h_2} + (\alpha_г T_г - \alpha_х T_х). \quad (82)$$

Поскольку жесткость наружной стенки существенно превышает жесткость внутренней стенки $(E_2 h_2 >> E_1 h_1)$ которая, как правило, находится в пластическом состоянии, из

(82) следует выражение, которое после преобразования приводиться к простому виду

$$e_i^T = 2(\alpha_г T_г - \alpha_2 T_2) \tag{83}$$

Это выражение устанавливает максимальное значение температурной деформации на горячей поверхности стенке внутренней оболочки.

Отметим, что в общем случае при решении упругопластической задачи значения модулей E_1 и E_2 находятся с учетом пластических деформаций. В частности, при использовании степенной зависимости $\sigma_i \sim e_i^m$ выражения для касательного и секущего модулей получаются в виде

$$E_K = m \cdot \frac{\sigma_T}{e_T^m} \cdot (e_i^T)^{m-1}, \tag{84}$$

$$E_C = \frac{\sigma_T}{e_T^m} \cdot (e_i^T)^{m-1}. \tag{85}$$

При этом $E_K = mE_C$.

Следует также отметить, что результаты вычислений температурной деформации по (82), (83) дают значения для зон, расположенных под ребрами тракта охлаждения. Здесь конструкцию следует считать более жесткой по сравнению с пролетом между ребрами. Это подтверждают соответствующие расчеты, выполненные при помощи МКЭ.

Кроме этого, важно отметить следующее обстоятельство. При работе двигателя на стационарном режиме внутренняя оболочка камеры находится в сжатом состоянии, причем уровень сжимающих напряжений достаточно высок - по абсолютной величине он превышает предел текучести материала при данной температуре. Однако на прочность конструкции такое увеличение напряжений не оказывает влияния, поскольку в рассматриваемом случае главные напряжения в стенке являются сжимающими.

При останове двигателя, когда температурная нагрузка отсутствует, происходит разгрузка оболочки и в ней возникают напряжения растяжения, уровень которых примерно соответствует пределу текучести материала при комнатной температуре. Поскольку свойства медных сплавов при растяжении и сжатии различны, это должно учитываться при оценке прочности и повреждаемости конструкции. Основная повреждаемость вноситься при растяжении. Поскольку оболочка испытывает двухосное напряженное состояние, пластичность материала при этом уменьшается практически вдвое, т.е. $e_f^{(p)} = B_k^{(p)} \cdot e_k$, где $B_k^{(p)} = 0,50$. Прочность материала при этом составляет $\sigma_B^{(p)}$. Для пластичных материалов принято считать, что прочность материалов при сжатии $\sigma_B^{(c)} \geq 2\sigma_B^{(p)}$, причем это относиться не только к кратковременной, но и к длительной прочности. Что касается пластичности материалов, то эксперименты свидетельствуют о существенном увеличении пластичности, особенно при двухосном сжатии. При расчетах пластичность материалов при сжатии также может быть принята равной удвоенному значению пластичности при растяжении, то есть $e_f^{(c)} \geq B_k^{(p)} \cdot e_k$, где $B_k^{(p)} = 2,0$. Именно это обстоятельство приводит к существенному уменьшению повреждаемости стенки при сжатии.

В общем случае повреждаемость за один цикл нагружения составляет

$$\frac{1}{N_0} = \frac{1}{2N_0^{(c)}} + \frac{1}{2N_0^{(p)}}, \qquad (86)$$

где $N_0^{(c)}$, $N_0^{(p)}$ - число циклов до образования трещин при сжатии и растяжении. Используя выражение (86) совместно с уравнением (66) для определения $N_0^{(c)}$ и $N_0^{(p)}$, можно получить приведенное значение параметра снижения пластичности B_k^* в виде

$$B_k^* = \left(\frac{2}{2^2 + 0{,}5^2} \right)^{1/2} = 0{,}686. \qquad (87)$$

С учетом (87) выражение для определения $N_о$ может быть представлено в виде

$$N_0 = \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{B_k^* e_k \left(\dfrac{\tau_0}{\tau_1 N_0} \right)^{K_e m_\sigma(T)}}{\Delta e_{\max k} - \dfrac{2\sigma_B / E}{(4N_0)^{m_e} + \dfrac{1+r}{1-r}}} \right]^{1/m_0}. \qquad (88)$$

Предельное значение $\Delta e^*_{\max k}$ находится из условия

$$N_e = \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{B_k^* e_k \left(\dfrac{\tau_0}{\tau_1 N_e} \right)^{K_e m_\sigma(T)}}{\Delta e^*_{\max k} - \dfrac{2\sigma_B / E}{(4N_e)^{m_e} + \dfrac{1+r}{1-r}}} \right]^{1/m_0}. \qquad (89)$$

Повреждаемость конструкции при числе циклов нагружения N_e составляет

$$D_N(N_e) \approx \frac{\Delta e_{\max k}}{\Delta e^*_{\max k}} = \left(\frac{N_e}{N_0} \right)^{m_0 + K_e m_\sigma(T)} \cdot \frac{1 + A_N \cdot (N_0)^{m_0 - m_e + K_e m_\sigma(T)}}{1 + A_N \cdot (N_e)^{m_0 - m_e + K_e m_\sigma(T)}}, \qquad (90)$$

где $A_N \cong \left(\dfrac{2\sigma_B}{E \cdot B_k^* \cdot e_k} \right) \cdot (4)^{m_0 - m_e} \cdot \left(\dfrac{\tau_1}{\tau_0} \right)^{K_e m_\sigma(T)}$.

Здесь следует обратить внимание на следующее обстоятельство. Для сплавов на основе меди при соответствующих температурах значение σ_B обычно не велико, также мало значение коэффициента K_e. Это дает возможность существенно упростить выражения (88) и (89), приняв их в виде

$$N_0 = \frac{1}{4}\left[\frac{B_k^* e_k}{\Delta e_{\max k}}\right]^{1/m_0}, \quad N_e = \frac{1}{4}\left[\frac{B_k^* e_k}{\Delta e_{\max k}^*}\right]^{1/m_0}, \qquad (91)$$

Упрощается также и выражение для повреждаемости (90), которое можно представить следующим образом

$$D_N(N_e) = \left(\frac{N_e}{N_0}\right)^{m_0}. \qquad (92)$$

Для сплавов на основе меди m_0=0,50. Повреждаемость D_τ также может быть определена по упрощенной формуле

$$D_\tau = \frac{e_{\max k}}{B_k^* e_k}. \qquad (93)$$

Повреждаемость D_{-1} для внутренней оболочки камеры принимается равной нулю.

Выше рассматривались вопросы, связанные с определением повреждаемости и ресурса внутренней оболочки камеры при температурном воздействии. При этом учитывается влияние на свойства материала водорода, если оно имеет место при соответствующих температурах. Возможен также учет силового воздействия на оболочку. Предполагая, что материал внутренней оболочки находится в пластическом состоянии и описывается зависимостью «$\sigma \sim e$» со степенным упрочнением

$$\sigma_i(e_i) = \sigma_T\left(\frac{e_i}{e_T}\right)^m, \qquad (94)$$

где m - характеристика упрочнения материала, можно получить выражение для интенсивности силовых деформаций с учетом изгиба и сдвига

$$e_i^{(c)} = \left[\frac{\sqrt{3}}{2}\cdot\frac{p\cdot l^2}{\sigma_T\cdot h_1^2}\sqrt{1+4\frac{h_1^2}{l^2}}\right]^{1/m}\cdot e_T, \qquad (95)$$

где $2l$ - ширина пролета между ребрами тракта охлаждения, h_1 - толщина стенки внутренней оболочке, p - давление в межрубашечном тракте (или соответствующий перепад давления), σ_T - предел текучести (пропорциональности) материала, $e_T = \sigma_T / E$.

Следует отметить, что уровень силовых деформаций $e_i^{(c)}$ не очень велик. Это относится к оболочкам, имеющим отношение $2l/h_1 \leq 4{,}0$. При этом основную роль в силовой деформации играют сдвиги. Более высокие отношения $2l/h_1$ приводят к изгибу пролета.

Будем считать, что силовая деформация $e_i^{(c)}$, обусловленная давлением в межрубашечном тракте приводит к одностороннему накоплению пластических деформаций. В этом случае суммарная повреждаемость определяется следующим образом

$$D_\Sigma = \left(\frac{N_e}{N_0}\right)^{1/2} + \frac{e_{\max k}}{B_k^{(c)} e_k} + \frac{e_i^{(c)} N_e}{B_k^{(c)} e_k}. \qquad (96)$$

При $D_\Sigma = 1{,}0$ из (96) находится число циклов до образования трещин N_e^*, которое будет меньше значения N_0, определенного согласно (91).

Рассмотрим в качестве примера расчет внутренней оболочки камеры, выполненной из сплава БрХЦрТ и имеющей температуру горячей поверхности $T = 800$ К.

При указанной температуре свойства сплава будут такими: $\sigma_B = 142$ МПа, $\sigma_{0,2} = 85$ МПа, $E = 118200$ МПа, $\psi_к = 0{,}65$, $\beta = 5{,}65 \cdot 10^{-3}$ 1/гр, $K_e = 0{,}15$.

В результате расчетов находим: m=0,16604, σ_T=62 МПа, $e_T = 5{,}515 \cdot 10^{-3}$, $m_\sigma = 0{,}09183$, $K_e m_\sigma = 0{,}01377$, $e_k = 1{,}05$, $B_k^* = 0{,}686$, $B_k^{(c)} = 2{,}0$, $\sigma_i = 22{,}67\, e_i^{0,16604}$.

Наиболее напряженной по температурным деформациям является внутренняя стенка в зоне критического сечения камеры. С учетом давления в тракте охлаждения 37,7 МПа наибольшая деформация на номинальном режиме составляете $e_{i\max}^{(n)} = 0{,}023$, наибольшее напряжение $\sigma_{i\max}^{(n)}$ =121 МПа. Эти максимальные значения имеют место под ребром. Поскольку главные напряжения на горячей поверхности внутренней стенки являются сжимающими, запас прочности определяется по формуле $K_m = 2\sigma_B \cdot e^m / \sigma_{i\max}^{(n)}$, в данном случае $K_m \cong 2{,}8$.

Расчеты согласно (91) дают число циклов до образования трещин N_0=245. Поскольку $T > (1/2)T_{плавл}$ сплава на основе меди, значение $N_о$ должно быть скорректировано за счет приближения температуры $T_г$ к температуре плавления сплава. В этом случае $N'_о$=182.

Число включений двигателя принято равным $N_e = 25$, время одного включения $\tau_1 = 200$ с. В этом случае запас по долговечности $K_N = 7{,}28$, при этом запас по деформации $K_e = 31{,}3$.

Из соотношения (81) находим допустимое значение запаса по долговечности $[K_N]$, исходя из значения $N_e = 25$. Получаем $[K_N] \geq 1{,}785$, $[N_о] \geq 45$, $[N_{ост}] = 20$, $[N_{ост}]/N_e = 0{,}80$.

Полученное значение N_0 при заданной наибольшей деформации $e_{i\max}^{(n)} = 0{,}023$ превышает допустимое значение $[N_0]$.

Остаточный ресурс долговечности конструкции $N_{ост} = N_0 - N_e = 157$, что более чем в шесть раз превышает требуемый ресурс.

Отметим, что приведенные выше расчеты основывались на компьютерном анализе НДС оболочки, при этом радиус галтели в месте перехода ребра в оболочку составлял $\rho_0 = 0{,}2$ мм. При увеличении радиуса галтели, например, до $\rho_0 = 0{,}4$ мм деформация уменьшается незначительно (с 0,023 до 0,0228), что дает небольшую поправку в сторону увеличения долговечности.

Второй пример относится к методике аналитического расчета. Приведем результаты расчета числа циклов $N_о$ и повреждаемости для следующих данных, приведенных в табл. 3.

Таблица 3

Расчетные характеристики долговечности оболочки камеры

$T_Г$, К	T_2, К	$\alpha_Г \cdot 10^6$, 1/гр	$\alpha_2 \cdot 10^6$, 1/гр	$E \cdot 10^5$, МПА	$\sigma_в^{(p)}$, МПА	e_k	Δe_{max}
873	423	18,7	16,9	1,2	100	0,598	0,0183
N_e	τ_1, с	β, 1/гр	K_e	B_k^*	$B_k^{(c)}$	m	
40	250	$5,65 \cdot 10^{-3}$	0,15	0,686	2,0	0,34	

В результате вычислений находим Δe_{max} = 0,0183, $N_о \cong 113$ и D_N=0,595. Повреждаемость D_τ при τ_1=250 с составляет 0,046. Принимаем D_{-1}=0, в этом случае суммарная повреждаемость D_Σ=0,641. Остаточный ресурс конструкции $N_{ост}$=73, $\tau_{ост} \geq 5,0$ ч. Запас по долговечности K_N=2,82. Полученные выше оценки соответствуют температурному нагружению оболочки. Учтем также силовое нагружение оболочки.

Примем перепад давлений Δp=16,0 МПа, отношение $1/h_1$=1,25 и предел текучести (пропорциональности) σ_T=27 МПа. В этом случае $e_i^{(c)}$ =0,08 %. С учетом этой деформации из уравнения (96) при D_Σ=1,0 находим число циклов до образования трещин $N_e^* \approx 80$. При числе циклов нагружения N_e=40 повреждаемость будет 0,676, с учетом D_τ величина D_Σ= 0,687, то есть D_Σ увеличилась на ~7 %.

Рабочая лопатка турбины. Ниже рассматривается комплекс вопросов, связанных с определением напряженно-деформированного состояния, долговечности, повреждаемости и остаточного ресурса рабочей лопатки турбины ТНА.

Расчеты проведены при номинальных условиях нагружения: температура газа 850 К, частота вращения турбины 29270 об/мин (максимальная частота вращения 34750 об/мин).

Основные геометрические характеристики турбины приняты следующими:

- средний диаметр лопаток D_o=225,4 мм;
- высота лопаток l=20,9 мм;
- число лопаток соплового аппарата z_{ca}=35.

При принятых значениях окружная скорость рабочего колеса турбины (РКТ) U_0=345,4 м/с ($U_0^{\max}$ =410,1 м/с).

Механические свойства материала рабочего колеса (ЭП741П):

- предел прочности σ_B=1230 МПа;
- условный предел текучести $\sigma_{0,2}$=840 МПа;
- модуль упругости E=1,89·10^5 МПа;
- поперечное сужение при разрыве $\psi_к$=15% (e_k=0,162);
- число циклов нагружения N_e=25;
- время работы при одном цикле τ_1=200 с;
- суммарное время работы τ_Σ=5000 с.

При температуре 850К длительная прочность и пластичность составляют:

- предел длительной прочности $\sigma^{\mathrm{T}}_{\mathrm{B}\tau}$ =1088 МПа;
- предел длительной текучести $\sigma^{\mathrm{T}}_{0,2\tau}$ =840 МПа;

(предел текучести не изменяется)

- длительная пластичность $e^T_{k\tau}$ =0,14;
- характеристика упрочнения m_τ=0,1294;
- длительный предел пропорциональности $\sigma^{\mathrm{T}}_{\mathrm{T}\tau}$ = 795 МПа.

Номинальные напряжения в корневом сечении лопаток

$$\sigma_n = K_Б \cdot 2 \cdot \rho \cdot U_0^2 \cdot \frac{1}{D_0}, \qquad (97)$$

где $K_Б$=1,3 - коэффициент, учитывающий влияние бандажа; ρ=8410 кг/м^3 - плотность материала лопаток турбины.

При принятых данных напряжение в корневом сечении лопатки от центробежных сил составляет 242 МПа. К напряжениям от центробежных сил необходимо добавить температурные напряжения, связанные с изгибом диска турбины от перепада температур по толщине диска. По приблизительной оценке температурные напряжения составляют ~200 МПа.

Температурные напряжения реализуются через некоторый промежуток времени, необходимый для прогрева диска турбины по толщине. Поэтому суммарное напряжение в лопатках турбины при запуске составляет 242 МПа, а затем, по мере прогрева, возрастает до 442 МПа.

Максимальные значения напряжений и деформаций реализуются в местах сопряжения рабочих лопаток с диском и бандажом (места концентрации напряжений). Основной характеристикой сопряжения является радиус галтели, который принят равным 0,85 мм. При наибольшей толщине лопатки b=4,0 мм теоретический коэффициент концентрации напряжений (ТККН) для силовой нагрузки

$$\alpha_\sigma^{(c)} = 1 + 0,46\sqrt{\frac{b}{r_0}} \cong 2,0.$$

Для температурной нагрузки

$$\alpha_\sigma^{(m)} = 1 + q_T \cdot (\alpha_\sigma^{(c)} - 1) \cong 1,3. \qquad (98)$$

Снижение ТККН для температурной нагрузки связано с нелинейностью распределения температуры по толщине лопатки, при этом параметр нелинейности q_T≈0,3.

Среднее значение ТККН определяется как

$$\alpha_{\sigma}^{(\text{ср})} = \frac{\alpha_{\sigma}^{(\text{с})} \cdot \sigma^{(\text{с})} + \alpha_{\sigma}^{(\text{Т})} \cdot \sigma^{(\text{Т})}}{\sigma^{(\text{с})} + \sigma^{(\text{Т})}} = 1,7 \qquad (99)$$

Снижение пластичности материала из-за объемности НДС для лопатки турбины незначительно и в расчетах обычно не учитывается ($B_k \approx 1,0$).

Деформация лопатки происходит в упругой области, ее величина

$$e_i = \frac{1,7 \cdot 442}{1,89 \cdot 10^5} = 0,004.$$

Максимальное значение повреждаемости, соответствующее длительному статическому нагружению, составляет D_τ= 0,0286.

Кроме напряжений от центробежных сил и изгиба диска турбины, в лопатке возникают переменные напряжения, связанные с пульсацией давления перед РКТ и, соответственно, с изменением воздействующих на лопатку газодинамических сил.

С учетом имеющегося опыта, максимальное значение амплитуды напряжений от газодинамических сил принимается равной 13,5 МПа.

Частота переменных напряжений определяется частотой вращения РКТ и числом лопаток соплового аппарата

$$f = \frac{z_{ca} \cdot n}{60} = 17074 \cdot Гц$$

Предел выносливости материала с учетом длительной прочности

$$\sigma_{-1\tau} = (0,54 - 0,002 \cdot \sigma_{B\tau}^{T}) = 350 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла σ_m=442 МПа.

Эффективный коэффициент концентрации

$$\sigma_\sigma = 1 + q_T \cdot (\alpha_\sigma^{(cp)} - 1) = 1,56,$$

где q=0,8 - коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений.

Коэффициент влияния поверхности $\beta_п$=1,3 (электроэрозионная обработка). Повреждаемость от действия переменных напряжений определяется по формуле

$$D_{-1} = \frac{\sigma_\alpha \cdot K_\sigma \cdot \beta_n}{\sigma^T_{-1\tau} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma^T_{B\tau}}\right)^{1/2}} \cdot \left(\frac{f \cdot \tau_\Sigma}{N_Б}\right) = 0{,}37, \qquad (100)$$

где $m_к = \dfrac{5 + \dfrac{\sigma^T_{B\tau}}{8}}{K_\sigma + \beta_n - 1} = 10$, $N_Б$=$2\cdot10^6$ – базовое число циклов.

При определении повреждаемости при малоцикловом нагружении (N_e=25), связанной с циклическим воздействием нестационарных нагрузок при запуске и останове двигателя, используется зависимость

$$D_N = \frac{e_i(N_e)}{e_i^*(N_e)}, \qquad (101)$$

где e_i - максимальная деформация (или размах деформаций) при эксплуатации РКТ на рабочем режиме, e_i^* - предельная деформация (или размах деформаций), соответствующая числу циклов N_e

$N_о$ - число циклов до образования трещин в зонах концентрации напряжений рабочих лопаток

$$N_0 = \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{e^T_{k\tau}}{\Delta e_i - \dfrac{2\sigma^T_{B\tau}/E}{(4N_0)^{m_e} + 1}}\right]^{1/m_0}, \qquad (102)$$

где m_e=$0{,}145 \cdot \lg \dfrac{\sigma^T_{B\tau}}{\sigma^T_{-1\tau}}$=0,07142,

m_0=$0{,}36+0{,}002 \cdot \sigma^T_{B\tau}$=0,5776.

На переходных режимах работы при определении напряжений и деформаций следует учитывать зависимость этих величин от критериев Био и Фурье

$$Bi = \frac{h \cdot \delta}{\lambda}, \qquad F_0 = \frac{\lambda \cdot \tau}{\rho \cdot C \cdot \delta^2}, \tag{103}$$

где λ, ρ, C - теплопроводность, плотность и теплоемкость материала рабочих лопаток; h - коэффициент теплоотдачи со стороны газа; τ - характерное время процессов запуска и останова; δ - половина максимальной толщины лопатки.

Температурная деформация определяется по зависимости [186]

$$e_i^T = K(B_i, F_0) \cdot \alpha_\sigma^{\frac{2}{1+m}} \cdot (\alpha_{TГ} \cdot T_Г - \alpha_{T0} \cdot T_0), \tag{104}$$

где $\alpha_{TГ}$, α_{T0} - коэффициенты линейного расширения материала лопатки; $\alpha_\sigma^{\frac{2}{1+m}}$ - коэффициент концентрации для температурных напряжений; $T_Г$, T_0 - конечная температура газа и начальная температура конструкции; $K(Bi, F_0)$ - коэффициент, зависящий от критериев Био и Фурье.

Значение B_i при запуске и останове двигателя составляет 5,0 - 10,0. Критерий Фурье F_0 может изменяться в пределах 0,25 - 0,40. Соответственно при запуске $K_{зап}$ - 0,30, при останове $K_{ост}$≈0,4.

Для среднего значения α=12,8 10^{-6} 1/град, ΔT=650° расчеты дают следующие значения температурных деформаций:

$$e_{зап}^T = -0,00327, \qquad e_{ост} = 0,00432.$$

К полученным температурным деформациям следует добавить деформации от центробежных сил.

В результате получаем суммарные деформации: при запуске

$e_{\Sigma зап}$=-0,002, при останове $e_{\Sigma ост}$=0,0063. Размах деформаций за цикл работы двигателя составляет $\Delta e_i = 0{,}0083.$

Предельное значение размаха деформаций, соответствующее эксплуатационному числу циклов нагружения N_e=25, определяют по формуле (89); это значение составляет Δe_i^*=0,018. Число циклов нагружения до образования трещин в данном случае согласно (88) составляет N_o=540.

Запас по циклической деформации $K_e^{'} = \dfrac{0{,}018}{0{,}0083}$=2,17, запас по долговечности $K_N = \dfrac{540}{25}$=21,6, запас по разрушающей деформации $K_e = \dfrac{0{,}14}{0{,}0063} = 22{,}2$, повреждаемость конструкции $D_N = \dfrac{1}{K_e^{'}}$=0,461.

Таким образом, суммарная повреждаемость рабочей лопатки турбины при температуре газа 850К составляет D_Σ=0,859. Величину, обратную D_Σ, можно интерпретировать как запас по деформациям, то есть $K_{e\Sigma} = \dfrac{1}{D_\Sigma}$=1,164. Полученное значение $K_{e\Sigma}$ ниже запаса по статической прочности K_m, что не удовлетворяет требованиям по ресурсу двигателей многоразового использования.

Определим напряжения в зоне концентрации и соответствующие запасы прочности. Уровень местных напряжений в зонах концентрации рассматриваемой турбины определяется из соотношения «напряжение - деформации» используемого материала

$$\sigma_i = 161{,}3 \cdot e_i^{0{,}1294}. \qquad (105)$$

Поскольку наибольшая растягивающая деформация $e^{(p)}_{\max k}$ =0,0063, максимальная интенсивность напряжений в зоне концентрации составляет $\sigma^{e}_{i\max k}$ =837 МПа.

В соответствии с механическими свойствами материала, имеем истинное напряжение при разрыве $S^{T}_{k\tau}$ =1250 МПа, деформация e^{*}_{τ} =0,1294, значение $\sigma^{T'}_{B\tau} = \sigma^{T}_{B\tau} \cdot e^{m_\tau}$ =1238 МПа. Соответствующее значение запаса по прочности и деформации $K^{'}_{m} = \frac{123,8}{83,7} = 1,48$, $K^{'}_{e} = \frac{0,1294}{0,0063} = 20,5.$

Определим первое главное напряжение в зоне концентрации $\sigma_{1\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 795 \cdot \left[1 + \frac{1}{2 \cdot 0,1294} \cdot (1,498^{0,1294} - 1)\right] =$ =1108 МПа.

Запас по местным напряжениям

$$K^{'}_{m1} = \frac{S_k}{\sigma_{1\max}} = 1,13.$$

Поскольку в данном случае запасы прочности K'_m и $K^{'}_{m1}$ превышают единицу, образование трещины в зоне концентрации возможно только при циклическом нагружении.

Выше было получено значение N_o=540, что обеспечивает запас по долговечности K_N=2l,6. При N_e=25 допустимое значение $[N_o]\geq 45$.

Таким образом, в рассматриваемом случае обеспечиваются необходимые запасы как по долговечности, так и по остаточному ресурсу.

Следует, однако, отметить, что повреждаемость рабочих лопаток турбины весьма чувствительна к повышению температуры. Уже при температуре 1023 К число циклов до образования трещин составляет $N_0\approx$4-5, что приемлемо только для двигателя одноразового использования.

Проведенные расчетные оценки показывают важность уточненного исследования проблемы НДС лопаток турбины. Особенно следует обратить внимание на динамическое нагружение рабочих лопаток. При этом важное значение имеет выбор зазоров между рабочими лопатками и лопатками соплового аппарата, а также уточнение числа лопаток

Рабочее колесо насоса. Рабочие колеса (РК) насосов высокого давления относятся к одним из наиболее напряженных элементов двигателей одно- и многоразового использования. Сложность конструкции, особенности нагружения рабочих колес, в том числе и динамическими нагрузками, требуют детального анализа при выборе материалов и способа изготовления. При этом должны учитываться особенности НДС конструкции в зонах основного и покрывного дисков, ступицы колеса и рабочих лопаток, особенно на входе в РК.

Соответствующие расчеты показывают, что разрушающая окружная скорость рабочего колеса

$$u_2^* = 1{,}4 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_B \cdot e^m (1 - m + e_k)}{\rho}}, \qquad (106)$$

где σ_B - прочность материала, m - характеристика упрочнения, e_k - пластичность материала, ρ - плотность материала.

Если принять для титанового сплава ВТ5-1 кт при комнатной температуре значение σ_B=800 МПа, $\sigma_{0,2}$=750 МПа, E=1,09·10^5 МПа, $\psi_к$=0,40, то характеристика m=0,065, истинное сопротивление разрыву $S_k = \sigma_B e^m (1 - m + e_k)$=1233 МПа. Таким образом, из формулы (106) следует значение разрушающей окружной скорости u_2^*=733 м/с. Экспериментальные значения разрушающих окружных скоростей при комнатной температуре составляют: для титановых сплавов 728÷784 м/с, для сталей (типа ВНЛ-1М)

545÷577 м/с. Таким образом, рассчитанное значение u_2^* удовлетворительно согласуется с минимальным экспериментальным значением u_2^*.

Если принять запас по разрушающей частоте вращения равным K_B=1,3, то для титановых сплавов допустимой будет окружающая скорость [u_2]≤560 м/с, для сталей - [u_2]≤420 м/с. Во многих случаях при расчетах более эффективно использовать значения разрушающих частот вращения и запасов по ним, чем значения напряжений в различных элементах колеса (дисках, лопатках).

Рассмотрим РК насоса с D_2=0,19 м, частотой вращения $n^{(n)}$=29270 об/мин, $n^{(max}$=34750 об/мин. Соответственно окружные скорости $u_2^{(n)}$=291,2 м/с, $u_2^{(\max)}$=345,7 м/с. Следовательно, запас по разрушающей частоте вращения в данном случае полностью обеспечен, поскольку $u_2^{(\max)}$<[u$_2$] для указанных материалов.

Запасы по разрушающей окружной скорости составляют: для титанового сплава K_B=728/345,1=2,1, для стали K_B =545/345,7=1,6.

Долговечность рабочего колеса оценивается при помощи зависимости

$$N_0 \cong \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{u_2^*}{u_2} \right]^{\chi}, \qquad (107)$$

где N_o - число циклов нагружения РК до образования трещин в зоне концентрации напряжений (входные кромки лопаток, разгрузочные отверстия и др.). Показатель степени

$$\chi = \frac{4}{(1+m) \cdot m_0}. \qquad (108)$$

Принимая значения m=0,065, m_0=0,36+0,0002 σ_B=0,52, находим величину χ≅7,22. Полагая для титанового сплава u_2^*=728 м/с, окружную скорость на номинальном режиме

u_2=291,2 м/с, находим значение N_o=186. Если N_e=25, то запас по долговечности РК составляет K_N=7,44.

Допустимое значение запаса по долговечности РК при N_e=25 составляет $[K_N]\geq 1{,}785$, допустимое число циклов $[N_0]\geq 45$. Следовательно, полученные выше результаты удовлетворяют требованиям по прочности, долговечности и остаточному ресурсу РК при N_e=25.

Повреждаемость колеса при N_e=25 составляет

$$D_N = \left(\frac{N_e}{N_0}\right)^{2/x} = \left(\frac{25}{186}\right)^{0{,}277} = 0{,}573.$$

Для стали разрушающая окружная скорость u_2^*=545 м/с. При характерных для стали значениях m=0,125 и m_0=0,58 имеем $\chi\cong 6{,}13$. Следовательно, число циклов до образования трещин

$$N_0 = \frac{1}{4}\cdot\left(\frac{545}{291{,}2}\right)^{6{,}33} \cong 12.$$

Такое число циклов до образования трещин не удовлетворяет требованиям долговечности при N_e=25, поскольку повреждаемость конструкции превышает единицу. Такая конструкция может быть использована только для двигателей одноразового использования, так как приемлемое значение D_N порядка 0,6 получается при N_0=2-3. Для двигателей многоразового использования приемлемыми могут быть РК насосов только из титановых сплавов. Следует отметить, что необходим также анализ многоциклового динамического нагружения на периферии РК, но для этого требуются более детальные проработки конструкции, направленные на снижение локальных напряжений и деформаций и на выбор материалов с необходимыми характеристиками прочности и пластичности.

Литература

1. Гахун Г.Г. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей / Г. Г. Гахун – М.: Книга по требованию, 2012. – 424 с.

Рудис М.А. Прочность и ресурс ЖРД / под ред. Н. А. Махутова, В. С. Рачука. - М. : Наука, 2011. - 525 с.

Содержание

2.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для выполнения практических и самостоятельных занятий по дисциплине «Динамика и прочность ракетных двигателей» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения

Составители: Гуртовой Андрей Александрович
Демьяненко Юрий Васильевич
Кретинин Александр Валентинович
Сушков Алексей Михайлович

В авторской редакции

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»
394026 Воронеж, Московский пр., 14